

## MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTÉ PAR TURBOCOMPRESSEUR

### DOMAINE DE L'INVENTION

5 L'invention est relative à un moteur à combustion interne suralimenté par au moins un turbocompresseur dans l'ensemble du domaine de fonctionnement du moteur, notamment à bas régime, à pleine charge en fonctionnement stabilisé, et en fonctionnement transitoire.

10 L'invention concerne plus spécialement les moteurs de véhicules dont le régime de couple maximal doit être le plus bas possible, de préférence à un régime inférieur ou égal à environ le 1/3 du régime de puissance maximale.

15 L'invention présente un intérêt accru pour les moteurs suralimentés devant présenter un taux de recyclage important des gaz d'échappement à l'admission du moteur jusqu'à une charge élevée du moteur.

### ARRIÈRE-PLAN GENERAL

Les moteurs à combustion interne sont équipés depuis longtemps de turbocompresseurs.

20 Pour les moteurs fonctionnant sur une plage de régime étroite, les turbocompresseurs sont de type non régulés. Ils sont alors dimensionnés pour fournir des performances optimales aux régimes élevés du moteur. Aux régimes inférieurs, la pression d'air de suralimentation, dénommée ci-après  $P_2$ , ne permet pas de réaliser le couple maximal à un très bas régime tel que défini dans le domaine de l'invention.

25 Pour les moteurs fonctionnant sur une large plage de régime et devant présenter un couple maximal à un très bas régime moteur, conçus de façon à ce que la pression  $P_2$  maximale soit obtenue à un régime moteur  $N_0$  très bas, très inférieur au régime  $N_{max}$  de puissance maximale, ces conditions ne peuvent être obtenues qu'avec des systèmes de suralimentation régulés.

30 Le mode de régulation le plus simple, constitué par une soupape de décharge appelée « wastegate », permet, à partir du régime du moteur  $N_0$  où la pression  $P_2$  maximale du moteur est atteinte, à une fraction de gaz d'échappement de ne pas traverser la turbine, ce qui entraîne un accroissement de la pression moyenne des gaz d'échappement régnant en amont de la turbine, dénommée ci-après  $P_3$ , et ainsi une dégradation des performances du moteur à haut régime. Ce mode de régulation, bien connu, est utilisé depuis longtemps sur les turbines, communément dénommées turbines à géométrie fixe, la roue de la turbine radiale étant alimentée par une volute unique dépourvue de stator à grille d'aubes. Pour un moteur de type automobile, la fraction de

gaz bi-passée peut, au régime  $N_{\max}$ , représenter plus de 50% de celle traversant la turbine.

L'application de turbocompresseurs dits à géométrie variable, où seule la turbine est variable, s'est considérablement développée pour les moteurs d'automobiles. Les 5 turbines radiales utilisent alors un stator à géométrie variable, dont le type le plus répandu est à ailettes pivotantes. Elles permettent d'abaisser le régime  $N_0$  précité d'environ 10% et constituent le système de suralimentation courant pour les moteurs possédant un niveau de performances élevé.

Bien que ces turbines à géométrie variable présentent une variation de section 10 débitante suffisante pour contrôler, sans wastegate, la pression  $P_2$  dans tout le domaine de fonctionnement du moteur, on envisage désormais de les combiner avec une soupape wastegate, intégrée ou non à la turbine, de façon à pouvoir utiliser une turbine variable encore plus petite sans être limité par la section débitante maximale de la turbine à 15 géométrie variable, pour abaisser encore plus le régime  $N_0$  ou accroître la charge du moteur, et donc la pression de suralimentation, pour laquelle un taux de recyclage des gaz d'échappement à l'admission important, appelé EGR, est souhaitable.

Les turbocompresseurs utilisant une turbine à carter-volute subdivisé, dénommée ci-après turbine à double volute, constituent une autre solution qui peut être séparée en deux catégories :

20 - la première catégorie consiste à utiliser une turbine à double volute, associée à un collecteur d'échappement subdivisé où chaque branche ne regroupe que des cylindres sans recouvrement de leur phase d'échappement, pour augmenter le remplissage des cylindres aux bas régimes du moteur. Chaque branche alimente alors une volute. Aux régimes élevés du moteur, les deux volutes sont alimentées par la totalité des gaz d'échappement, 25 les deux branches du collecteur subdivisé étant mises en communication; le collecteur d'échappement se comporte alors comme un collecteur non subdivisé,

30 - la deuxième catégorie, telle que révélé notamment par WO 03/044327, utilise également une turbine à double volute, associée à un collecteur d'échappement non subdivisé permettant de faire varier, à l'aide d'un organe de réglage, la section débitante entre une valeur minimale, où une seule des volutes est alimentée, et une valeur maximale, où les deux volutes sont alimentées. L'organe de réglage assure la fonction de wastegate lorsque la section débitante maximale a été atteinte.

35 Lorsqu'un degré de complexité encore accru est admissible, il est connu d'utiliser deux turbocompresseurs fonctionnant en série ou de façon séquentielle, pour créer une géométrie variable à la fois du compresseur et de la turbine, avec des moyens de régulation prévus sur le circuit d'air et sur le circuit de gaz d'échappement pour n'utiliser que, ou principalement, une turbine de section débitante très faible et un compresseur à très faible

débit pour les très bas régimes du moteur. La première réalisation d'un véhicule automobile disposant de ce système de suralimentation, dénommé Regulated 2 Stage, utilise des turbocompresseurs de type à géométrie fixe fonctionnant en série.

5 Pour le système précité, on envisage d'utiliser non plus des turbines à géométrie fixe mais des turbines à géométrie variable pour améliorer encore plus le potentiel de couple aux très bas régimes du moteur et le potentiel EGR.

La diminution du débit d'air traversant le compresseur en fonctionnement EGR, avec l'augmentation de la charge du moteur et donc de la pression  $P_2$ , génère deux inconvénients qui limitent l'augmentation de la pression  $P_2$  :

10 - le premier est lié à la diminution du débit de gaz d'échappement et donc de l'énergie disponible à la turbine pour entraîner le compresseur,

- le deuxième est lié au fait que la ligne de fonctionnement du moteur est rapidement limitée par la ligne de pompage du compresseur à partir d'un certain rapport de pression, d'autant plus faible que le régime du moteur est réduit.

15 Par ailleurs, plus le nombre de cylindres d'un moteur considéré est faible et plus la charge du moteur est élevée, et plus les fluctuations de la pression instantanée  $P_3$  sont fortes. Cela entraîne un taux de détente instantané dans la turbine variant entre une valeur très élevée et une valeur très faible alors que la vitesse périphérique de la roue de la turbine demeure sensiblement constante. Il en résulte une variation très importante 20 d'incidence de la vitesse relative des gaz vis-à-vis des ailettes de la roue de turbine, très néfaste pour le rendement de la turbine, lorsque l'incidence diffère trop de celle pour laquelle la turbine a été conçue. En particulier les phases à taux de détente très faible, correspondant aux phases entre les bouffées, conduisent à un rendement instantané extrêmement faible, voire négatif, de la turbine.

25 Des fuites parasites dans les espaces latéraux des ailettes dégradent le rendement en position fermée des turbines à géométrie variable. Ce phénomène, sensible aux jeux, entraîne des dispersions du rendement de la turbine qui s'aggravent avec la diminution de la taille de la turbine. De même, il est délicat de réaliser des turbines à double volute pour des moteurs de très petite cylindrée.

30 L'utilisation des systèmes de suralimentation à double étage décrits précédemment se heurte également, dans le cas des moteurs de très petite cylindrée, au fait que la taille des turbocompresseurs ne peut être réduite au delà de certaines limites minimales raisonnables, sous peine d'une dégradation prononcée du rendement des turbomachines.

35 Par ailleurs, la technique des turbines à géométrie variable, n'est pas encore disponible pour les moteurs à allumage commandé dont les températures de gaz d'échappement dépassent 1000°C.

## ETAT DE LA TECHNIQUE

Dès le début de la suralimentation par turbocompresseur, l'idée d'une turbine à géométrie variable est connue, mais sa mise en œuvre est alors considérée comme trop difficile et la fiabilité escomptée jugée insatisfaisante.

5 En lieu et place, le brevet US 2,172,809 propose, pour contrôler la pression  $P_2$  sur un turbocompresseur à géométrie fixe, d'alimenter la turbine avec une fraction de l'air sous pression fourni par le compresseur, qui sera dénommée ci-après débit dérivé d'air, après l'avoir préalablement réchauffée par récupération de chaleur sur les gaz d'échappement après, ou durant, leur passage à travers la turbine, jusqu'à une valeur 10 proche de celle des gaz pénétrant dans la turbine. Des moyens sont prévus sur le conduit du débit dérivé d'air pour en contrôler le débit. L'échangeur de chaleur est ainsi prévu à la sortie de la turbine ou autour du carter d'entrée de la turbine. Cette installation requiert que la pression  $P_2$  soit toujours supérieure à la pression moyenne  $P_3$ . Elle est destinée à un moteur suralimenté pour lequel le régime moteur, auquel la pression  $P_2$  maximale est 15 obtenue, est voisin du régime  $N_{\max}$  de puissance maximale.

Le brevet US 4,367,626 propose une installation similaire plus complexe reposant sur l'utilisation d'un stator à géométrie variable, jouant le rôle d'éjecteur à géométrie variable, pour mélanger et contrôler le débit d'air dérivé ajouté aux gaz d'échappement. Une récupération de chaleur sur les gaz d'échappement après, ou avant leur passage à 20 travers la turbine est également prévue. Il est explicitement précisé que cette installation a pour objet d'éviter l'utilisation d'une soupape « wastegate » et les pertes importantes d'énergie qu'elle entraîne. Par conséquent la section débitante de la turbine, correspondant à une turbine très ouverte, est telle que la pression  $P_2$  maximale est obtenue à un régime proche du régime  $N_{\max}$  de puissance maximale, avec comme corollaire que la pression  $P_2$  25 est presque toujours supérieure à la pression moyenne  $P_3$ . Les variantes prévues avec une turbine de type axial concernent des moteurs de forte puissance. L'objectif n'est absolument pas d'obtenir la pression  $P_2$  maximale à un très bas régime du moteur. Un fonctionnement EGR, qui requiert une pression moyenne  $P_3$  supérieure à la pression  $P_2$ , n'est pas envisagé. Les formes de réalisation proposées présentent un niveau de 30 complexité élevé, assorti d'un coût de production important et un risque de fiabilité insuffisante. Compte tenu du fait qu'un débit dérivé d'air est prévu dans tout le domaine de fonctionnement du moteur, des moyens d'interruption du débit dérivé d'air pour éviter l'inversion du sens d'écoulement ne sont pas explicitement prévus. De plus la technique de l'éjecteur à double fluide implique, dans toutes les formes de réalisation prévues, une accélération du débit dérivé d'air avec pour conséquence un abaissement de sa pression statique avant son mélange avec les gaz d'échappement du moteur, ce qui réduit le 35 potentiel de débit dérivé d'air.

5 Pour toutes les raisons évoquées précédemment la technique du débit dérivé d'air n'a jamais été appliquée aux moteurs pour lesquels la pression moyenne  $P_3$  est supérieure à la pression  $P_2$ , corollaire de l'utilisation de turbocompresseurs ou systèmes de suralimentation régulés, comme décrits précédemment, possédant des turbines de section débitante très faible. Les très fortes fluctuations de la pression  $P_3$  instantanée, d'autant plus prononcées que la section débitante des turbines est faible, renforcent par ailleurs la difficulté de mise en œuvre de la technique du débit dérivé d'air et ont abouti au fait qu'elle a toujours été considérée comme impossible.

#### RESUME DE L'INVENTION

10 La présente invention se propose de remédier aux inconvénients mentionnés précédemment, en rendant possible la technique du débit dérivé d'air lorsque la pression moyenne  $P_3$  est supérieure à la pression  $P_2$ , en surmontant ainsi un préjugé établi, et en préservant un niveau de simplicité élevé et une possibilité d'utilisation avec tout type de turbocompresseur, de turbine ou de système de suralimentation, y compris pour les plus 15 petits turbocompresseurs et les systèmes de suralimentation à double étage. Ceci permet alors un recyclage EGR en présence d'un débit dérivé d'air, dont le potentiel se trouve alors renforcé en supprimant l'écueil de la limite de pompage.

20 Elle vise également à pouvoir être appliquée en liaison avec un collecteur d'échappement subdivisé ou non. Un autre but consiste à favoriser le potentiel de freinage du moteur au moyen du turbocompresseur.

Un autre but consiste également à pouvoir intégrer la plupart des éléments constituant l'invention dans le turbocompresseur et en particulier dans la turbine.

25 L'invention concerne un moteur à combustion interne suralimenté par au moins un turbocompresseur, comportant un conduit de dérivation assurant un débit dérivé d'air à partir d'un point A situé en aval du compresseur, sur lequel des moyens d'interruption du débit dérivé d'air sont prévus, vers un point B situé entre l'extrémité aval du conduit des gaz d'échappement et la roue de turbine, des moyens d'étranglement à géométrie variable étant prévus sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine en amont du point B précité, caractérisé en ce que :

30 - le turbocompresseur est régulé par une soupape wastegate 20 de telle sorte que le régime moteur  $N_0$ , auquel la pression maximale de suralimentation est obtenue, est très inférieur au régime  $N_{max}$  de puissance maximale,

35 - et le degré d'ouverture des moyens d'étranglement 19 est choisi pour introduire un écart suffisant entre la pression des gaz d'échappement  $P_3$  et la pression  $P_{3R}$  régnant en amont de la roue de turbine, de telle façon que la pression  $P_{3R}$  reste essentiellement inférieure à la pression de suralimentation  $P_2$ , dans tous les cas où un débit dérivé d'air est souhaité, pour compléter le débit de gaz d'échappement lorsqu'il est trop faible pour

entraîner la turbine au régime de rotation nécessaire pour produire la pression de suralimentation  $P_2$  souhaitée, en augmentant le moins possible la pression des gaz d'échappement  $P_3$ .

5 La pression  $P_{3R}$  représente la pression statique de l'écoulement après sa mise en vitesse dans le stator de la turbine, qui pour une turbine à géométrie fixe est constituée par la tuyère d'admission à la volute.

10 La difficulté d'organiser un débit dérivé n'existe plus lorsqu'un étranglement suffisant, du type précité, est pratiqué sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine, pour atténuer les fluctuations de la pression  $P_{3R}$  et introduire un écart suffisant entre la pression  $P_3$  et la pression  $P_{3R}$ , tel que la pression  $P_2$  soit supérieure à la pression moyenne  $P_{3R}$ . Cette caractéristique est une donnée fondamentale de l'invention, le degré d'ouverture des moyens d'étranglement étant choisi de telle façon que le débit dérivé d'air s'établisse au niveau nécessaire pour atteindre la pression  $P_2$  souhaitée.

15 Le débit dérivé d'air peut intervenir dans des conditions jugées jusqu'alors impossibles, à savoir lorsque la pression moyenne des gaz d'échappement régnant en amont de la turbine, dénommée ci-après  $P_3$ , est supérieure à la pression  $P_2$ .

20 L'écoulement résultant du mélange des gaz d'échappement et du débit dérivé d'air présente des fluctuations de pression  $P_{3R}$  moindres, ce qui permet d'améliorer sensiblement le rendement instantané de la turbine, en particulier dans les zones de basse pression entre les bouffées. Les sollicitations mécaniques des ailettes de la roue de turbine sont réduites.

Elle concerne tous les turbocompresseurs ou systèmes de suralimentation, à simple ou à double étage, régulés par une soupape wastegate.

25 Dans le cas d'une suralimentation à double étage en série régulée, la vanne de by-pass, à contrôle continu, permettant à une fraction plus ou moins importante des gaz d'échappement d'alimenter la turbine basse pression, en bi-passant la turbine haute pression, peut être considérée comme une soupape wastegate de la turbine haute pression.

30 Dans le cas d'une suralimentation à double étage régulée, le débit dérivé d'air interviendra généralement entre le compresseur et la turbine fournissant la majeure partie de la pression de suralimentation aux très bas régimes du moteur, qui sont ceux de l'étage haute pression. Dans certains cas, il peut cependant s'avérer préférable de choisir le point A sur le compresseur haute pression, et le point B en amont de la turbine basse pression du turbocompresseur fournissant peu de pression de suralimentation, pour permettre d'amorcer le débit dérivé d'air aux très faibles charges du moteur.

Des moyens de contrôle du débit dérivé d'air sur le conduit de dérivation entre le point A et le point B ne sont plus nécessaires. C'est le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable qui contrôle le débit dérivé d'air. Tout type de soupape anti-retour ou de soupape tout ou rien peut constituer les moyens d'interruption du débit dérivé d'air, puisque le risque d'inversion du sens d'écoulement n'existe plus. Il n'est pas nécessaire d'aspirer le débit dérivé d'air à l'aide des gaz d'échappement par un effet venturi ou d'éjecteur.

Dans un mode de réalisation particulier, il est également prévu que les moyens d'étranglement à géométrie variable soient confondus, dans un organe unique, avec les moyens d'interruption du débit dérivé d'air, pour simplifier encore plus l'installation.

Le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable est ajusté automatiquement par une unité de contrôle et de commande, en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne, pour contrôler la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$ .

L'invention permet, pour un turbocompresseur donné, d'abaisser sensiblement le régime moteur  $N_0$ , auquel la pression maximale de suralimentation est obtenue, lorsque le débit dérivé d'air n'est pas réchauffé. Cela signifie que le travail nécessaire à la compression du débit dérivé d'air est plus que compensé par l'accroissement :

- du rendement du compresseur,
- du rendement de la turbine fonctionnant autour de son meilleur rendement, dans laquelle non seulement les gaz d'échappement du moteur mais aussi le débit dérivé d'air comprimé sont détendus,
- du rendement mécanique du turbocompresseur augmentant avec la puissance transmise par la turbine au compresseur.

Aux très bas régimes du moteur, le débit dérivé d'air peut représenter une valeur voisine du débit d'air fourni au moteur ; le débit traversant le compresseur est alors double du débit le traversant lorsqu'il n'y a pas de débit dérivé d'air.

Dans le cas où le débit dérivé d'air est réchauffé par les gaz d'échappement, le régime  $N_0$  peut encore être abaissé de façon significative. Le potentiel de récupération est d'autant plus élevé que le rapport air-carburant est proche du rapport stoechiométrique.

On obtient ainsi l'effet paradoxal qu'en étranglant le flux des gaz d'échappement on peut augmenter la pression  $P_2$  sans accroissement notable de la pression  $P_3$ . Plus le flux des gaz d'échappement est étranglé et plus le débit dérivé d'air augmente, et en même temps, si cela est souhaité, plus le potentiel EGR augmente.

La volute d'une turbine, particulièrement à géométrie fixe, est soumise à un échauffement intense en raison des vitesses de gaz très élevées. Une quantité de chaleur très importante est dissipée vers l'extérieur, essentiellement par rayonnement.

Une caractéristique de l'invention consiste ainsi à réduire au maximum cette perte de chaleur en maintenant les parois extérieures de la turbine à une température aussi basse que possible à l'aide d'une lame d'air interne, ou enveloppe d'air externe, alimentée par une faible partie du débit dérivé d'air non réchauffé. L'autre partie du débit dérivé d'air peut être réchauffée dans un échangeur air-gaz ou à l'intérieur de la turbine au contact des parois chaudes.

10 L'invention prévoit en outre d'utiliser les possibilités offertes par les systèmes d'injection appelés « common rail » en réalisant, pendant la période initiale d'un fonctionnement transitoire ou d'un fonctionnement overboost, une post-injection de combustible à l'intérieur des cylindres du moteur en phase de détente avancée. La température des gaz d'échappement peut être augmentée au delà de la température 15 maximale admissible de la turbine, dans la mesure où elle est refroidie par le débit dérivé d'air.

20 Lorsqu'un échangeur air-gaz est prévu en aval de la turbine pour réchauffer le débit dérivé d'air avant son introduction dans la turbine, il peut, selon l'invention, être avantageusement intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, notamment sous forme d'enveloppe d'air.

25 L'invention peut aussi s'appliquer à un turbocompresseur utilisant une turbine à géométrie variable, du type à stator variable, par exemple par ailettes pivotantes, dans lequel les moyens d'étranglement à géométrie variable sont disposés en amont du stator variable. Il est également possible que le stator à géométrie variable constitue les moyens d'étranglement à géométrie variable.

30 Selon l'invention, la faculté de réglage de la pression  $P_3$  par les moyens d'étranglement confère au moteur un potentiel de freinage accru.

35 L'invention permet également aux charges faibles ou moyennes de disposer d'une pression de suralimentation plus élevée et ainsi de favoriser une prise de charge en fonctionnement transitoire, en particulier à partir d'un fonctionnement en mode EGR.

L'invention prévoit également de récupérer la chaleur des gaz EGR pour la communiquer au débit dérivé d'air en mode EGR ou celle des gaz déchargés par la soupape wastegate, habituellement perdue, pour la stocker, de préférence dans le même échangeur qui se trouve ainsi toujours à température élevée.

## DESCRIPTION DE L'INVENTION

35 L'invention consiste, mises à part les dispositions exposées ci-dessus, en un certain nombre d'autres dispositions dont il sera explicitement question ci-après à

propos d'exemples décrits avec références aux dessins ci-annexés, mais qui ne sont nullement limitatifs.

La figure 1 représente un schéma d'un moteur à combustion interne suralimenté par un turbocompresseur, avec turbine à géométrie fixe ou à géométrie variable, équipé d'un dispositif d'étranglement à géométrie variable des gaz d'échappement, en amont de la volute de la turbine, et de débit dérivé d'air réchauffé.

La figure 2 représente un schéma semblable pour un turbocompresseur, avec turbine à géométrie variable, dont le stator à géométrie variable constitue également les moyens d'étranglement à géométrie variable.

La figure 3 est une vue schématique, en coupe partielle en développement plan, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation, où les moyens d'étranglement à géométrie variable sont séparés de la soupape wastegate, pour un collecteur d'échappement non subdivisé.

La figure 4 est une vue schématique, en coupe partielle, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation, où les moyens d'étranglement à géométrie variable et la soupape wastegate sont solidaires, également pour un collecteur d'échappement non subdivisé. La figure 5 est une vue coupée selon l'axe V – V de la figure 4.

La figure 6 et la figure 7 sont des vues semblables à la figure 4, représentées dans deux autres positions d'ouverture.

La figure 8 est une vue schématique, en coupe partielle, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation analogue à celle de la figure 4 pour un collecteur d'échappement subdivisé à deux branches. La figure 9 est une coupe selon l'axe IX – IX de la figure 8. La figure 10 est une coupe selon l'axe X – X de la figure 8.

La figure 11 est une vue schématique, en coupe partielle, des tuyères d'admission d'une turbine à double volute, pour un collecteur d'échappement subdivisé à deux branches. La figure 12 est une coupe selon l'axe XII – XII de la figure 11. La figure 13 est une coupe selon l'axe XIII – XIII de la figure 11.

La figure 14 est une vue schématique, en coupe partielle, de la zone comprise entre le stator et la roue d'une turbine à géométrie variable, où est introduit le débit dérivé d'air.

La figure 15 et la figure 16 sont des vues schématiques, en coupe, d'une variante de réalisation d'une soupape anti-retour, en position fermée et en position ouverte.

La figure 17 est une installation analogue à celle de la figure 1, dans laquelle le débit dérivé d'air est réchauffé en refroidissant les gaz EGR.

La figure 18 est une installation analogue à celle de la figure 17, dans laquelle le débit dérivé d'air ou l'échangeur air-gaz peuvent être réchauffés par les gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate.

5 La figure 19 est une vue en coupe partielle d'un turbocompresseur, où la soupape wastegate n'est pas intégrée à la turbine, montrant une variante de réalisation du cheminement du débit dérivé d'air à l'intérieur de la turbine pour maintenir ses parois extérieures à basse température et organiser le réchauffage du débit dérivé d'air.

La figure 20 est une coupe selon l'axe XX – XX de la figure 19 pour illustrer d'autres détails de réalisation.

10 La figure 21 représente une vue schématique, en coupe partielle, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe ou à géométrie variable dans une variante de réalisation simplifiée par le fait que les moyens d'étranglement à géométrie variable et les moyens d'interruption du débit dérivé d'air sont communs et unique, pour un collecteur d'échappement non subdivisé.

15 La figure 22 est une vue schématique, en coupe partielle, d'un échangeur air-gaz analogue à celui de l'installation représentée à la figure 18 pour les gaz EGR ou les gaz déchargés par la soupape wastegate, combiné avec un échangeur air-gaz situé en aval de la turbine.

20 Sur les différentes figures des dessins, les mêmes chiffres de référence ou repères désignent des parties ou éléments de structure identiques ou semblables.

Le moteur à combustion interne représenté sur la figure 1, qui est par exemple un moteur diesel, est équipé d'un turbocompresseur 2 comprenant une turbine à géométrie fixe 3 fonctionnant avec des gaz d'échappement, ou avec un mélange de gaz d'échappement et d'air, montée sur le conduit 4 des gaz d'échappement et un compresseur 5 monté sur la conduite 6 d'admission de l'air. Le mouvement de rotation de la roue de la turbine 3 est transmis par l'intermédiaire d'un arbre 7 au compresseur 5, qui aspire l'air environnant à pression atmosphérique et l'amène à une pression augmentée. Cet air sous pression est ensuite refroidi dans le refroidisseur 8 de l'air d'admission, puis introduit comme air d'admission dans les cylindres 9 du moteur à combustion interne 1.

30 Le moteur à combustion interne 1 comporte une installation 10 de recyclage des gaz d'échappement EGR, comprenant une conduite 11 de recyclage entre le conduit 4 des gaz d'échappement et la conduite 6 d'admission de l'air, ainsi qu'une soupape de recyclage réglable 12 et un refroidisseur 13.

35 En outre, le moteur à combustion interne 1 comporte une installation 14 de débit dérivé d'air, comprenant un conduit de dérivation 15 entre un point A situé en aval du compresseur 5 et un point B situé en amont immédiat du col d'entrée de la volute de la

turbine 3, des moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air, un réchauffeur d'air 17 monté sur le conduit de sortie 18 de la turbine 3. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air sont fermés, dès que la pression  $P_{3R}$  devient supérieure à la pression  $P_2$ . Le réchauffeur d'air 17 représente un échangeur air-gaz spécifique ou, selon l'invention, 5 avantageusement intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, disposés en aval de la turbine, sous forme d'enveloppe d'air. Il peut aussi représenter un réchauffeur d'air intégré dans la turbine.

La turbine 3 est pourvue, dans la tuyère d'admission de sa volute, de moyens d'étranglement à géométrie variable 19 qui permettent d'ajuster de manière variable la 10 section débitante du flux des gaz d'échappement. L'ajustement de cette section débitante se fait en fonction de variables d'état et de commandes du moteur à combustion interne et des composants associés. La section débitante peut être ajustée entre une valeur minimale, correspondant à l'étranglement maximal, et une valeur maximale correspondant à la section débitante maximale de la turbine déterminée par le 15 col d'entrée de sa volute. La position d'étranglement maximal intervient en particulier lorsque la pression  $P_2$  maximale est recherchée aux bas régimes du moteur, ou lorsque le moteur fonctionne comme un frein, pour produire une pression  $P_3$  la plus élevée possible, afin d'augmenter le travail de refoulement des pistons. La section débitante minimale, offerte au flux des gaz d'échappement par les moyens d'étranglement à 20 géométrie variable 19 en position minimale d'ouverture, sera généralement comprise entre 15% et 35% de la section  $A_T$  du col d'entrée de la volute, le degré de fermeture pouvant être d'autant plus grand que le débit dérivé d'air est réchauffé. La position d'ouverture maximale intervient, en particulier, lorsque le moteur fonctionne à un régime élevé.

25 En outre, une soupape wastegate 20, branchée entre le conduit 4 des gaz d'échappement et le conduit de sortie 18 de la turbine 3, est prévue en amont des moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Dans le cas où une soupape wastegate 20 est utilisée, il est préférable qu'elle soit située en amont des moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Elle peut ainsi être ouverte, au delà du régime  $N_0$  du moteur, 30 alors que les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 ne sont pas encore en position d'ouverture maximale, sans risquer qu'une partie du débit dérivé d'air ne s'échappe par la wastegate. La décharge des gaz d'échappement à travers la soupape wastegate 20 ainsi positionnée présente par ailleurs l'avantage d'atténuer les fluctuations de la pression  $P_3$ , et donc de la pression  $P_{3R}$ , lorsque les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 ne sont plus en position d'ouverture minimale. 35 La soupape wastegate peut naturellement être située en aval des moyens d'étranglement à géométrie variable 19.

5 L'ensemble des composants associés au moteur à combustion interne est géré par une unité de contrôle et de commande 21, en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne; en particulier les moyens d'étranglement à géométrie variable 19, la soupape wastegate 20 et la soupape de recyclage 12 sont commandés par l'unité de contrôle et de commande 21. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air, représentés par une soupape anti-retour, peuvent aussi être assurés par une soupape réglable, ou tout ou rien, alors commandée également par l'unité de contrôle et de commande 21. La turbine 3 peut être une turbine à géométrie fixe ou à une turbine à géométrie variable. Dans ce dernier cas, les moyens 10 d'étranglement à géométrie variable 19 sont situés à l'entrée de la volute, en amont du stator variable de la turbine à géométrie variable.

15 La figure 2 représente une installation analogue à celle de la figure 1, dans le cas d'une turbine à géométrie variable 3', du type à stator variable par ailettes pivotantes, le stator variable 19' constituant le dispositif d'étranglement en lieu et place des moyens d'étranglement à géométrie variable 19 de la figure 1. Le point B d'introduction du débit dérivé d'air est alors situé entre le stator variable et la roue de la turbine 3'. Cette installation comporte également une soupape wastegate 20.

20 Les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 seront généralement prévus dans la tuyère d'admission de la volute de la turbine 3. Une soupape rotative, par exemple de type volet ou papillon, ou une protubérance, par exemple articulée, ou une soupape de type wastegate articulée ouvrant dans le conduit d'admission des gaz d'échappement, obstruant la tuyère peuvent constituer les moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Des modes de réalisation plus complexes, par exemple du type protubérance à guidage axial, sont envisageables mais ne seront pas décrits.

25 Les fonctions d'étranglement à géométrie variable et de soupape wastegate peuvent être séparées ou non.

30 La figure 3 illustre schématiquement un mode de réalisation dans lequel les deux fonctions précitées sont séparées. Elle montre l'agencement des différents éléments à l'intérieur de la tuyère d'admission de la volute de la turbine 3. L'introduction du débit dérivé d'air à l'extrémité aval du conduit de dérivation 15 aboutit symboliquement au point B en amont immédiat de la section  $A_T$  du col d'entrée de la volute. Un volet 22 rotatif, en rotation autour de son axe de rotation, constitue les moyens d'étranglement à géométrie variable 19, dont le degré d'ouverture peut être ajusté entre une position d'ouverture minimale et une position d'ouverture maximale. Le degré d'ouverture est maximal dans la position, représentée en pointillés, où il vient en appui contre la paroi de la tuyère. Une position proche de la position d'ouverture minimale est représentée par le volet dessiné en trait plein, la position d'ouverture minimale est déterminée par

une butée, non représentée, qui peut être opérée par une surface d'appui du volet à l'intérieur de la tuyère, ou aussi à l'extérieur sur le mécanisme de commande du volet non représenté. La position du volet est contrôlée par un actionneur du type utilisé pour commander une wastegate ou le stator variable d'une turbine à géométrie variable. Une 5 soupape wastegate 20, de type bien connu, complète l'installation. Cette soupape 20 est commandée par un autre actionneur non représenté.

La figure 4 et la figure 5 illustrent schématiquement un mode de réalisation, dans lequel la fonction d'étranglement à géométrie variable et la fonction wastegate sont assurées par un organe unique 23. La soupape wastegate 20 est analogue à celle de la 10 figure 4 mais présente un diamètre de disque plus grand, car l'orifice de décharge des gaz d'échappement, lorsqu'elle est ouverte, s'opère principalement dans la zone proche de son axe d'articulation. Les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 sont constitués par une protubérance 24 solidaire du disque de la soupape 20. La protubérance 24 est de révolution par rapport à l'axe de symétrie du disque de la 15 soupape 20. Ce mode de réalisation permet de conserver un montage du disque de la soupape 20 libre en rotation, garantissant de bonnes conditions d'étanchéité, en position fermée, sur le siège de surface plane. Ce mode de réalisation nécessite un seul actionneur pour contrôler la position de l'organe unique 23. Le dispositif est complété 20 par un petit volet réglable 25 optionnel. Son mécanisme de commande, non représenté, comporte une butée réglable. Ce volet réglable permet de calibrer la section débitante minimale des gaz d'échappement, constituant le meilleur compromis pour le fonctionnement en mode de freinage, en mode transitoire et en mode stabilisé pleine charge pour les régimes inférieurs au régime  $N_0$  du moteur. La wastegate doit en effet rester fermée, tant que la pression  $P_2$  maximale n'a pas été atteinte. Le volet réglable 25 25 pourrait aussi avoir deux positions de butée, pour mieux satisfaire des exigences différentes.

La figure 6 montre le dispositif de la figure 4 dans une position d'ouverture intermédiaire de l'organe unique 23 et une ouverture partielle de la soupape wastegate 20, pour un régime moteur légèrement supérieur au régime  $N_0$ , le débit dérivé d'air 30 étant progressivement réduit par l'accroissement du débit aspiré par le moteur, pour finalement s'annuler.

La figure 7 montre le dispositif de la figure 4 dans une position d'ouverture maximale de l'organe unique 23, libérant la section débitante maximale pour les gaz d'échappement du moteur à combustion interne, dans une position d'ouverture maximale de la soupape wastegate 20 en appui sur une butée 26. A la puissance 35 maximale du moteur, la soupape wastegate 20 n'est pas complètement ouverte. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air sont alors fermés.

La figure 8 illustre un mode de réalisation analogue à celui de la figure 4, mais utilisant un collecteur subdivisé à deux branches. Il s'en distingue par le fait qu'une cloison 27 sépare la tuyère d'admission de la volute de la turbine 3, depuis sa bride d'entrée jusqu'à la protubérance 24, en deux conduits 28 et 29 prolongeant les deux 5 conduits cloisonnés du collecteur subdivisé non représenté. La forme de l'extrémité aval de la cloison se termine, par une forme épousant la protubérance 24, qu'elle affleure dans sa position fermée, et par une partie droite suivant l'axe IX – IX.

La figure 9 montre la section débitante minimale offerte au flux des gaz d'échappement par les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 en position 10 minimale d'ouverture et la figure 10 montre la forme des conduits 28 et 29 à proximité de la bride d'entrée du carter de turbine.

Ce mode de réalisation engendre un pulse converter à géométrie variable puisque son degré d'étranglement évolue avec la position de l'organe unique 23. Cette 15 configuration associée à une turbine à géométrie fixe apporte les mêmes avantages pour le remplissage des cylindres aux bas régimes du moteur que ceux procurés par une turbine à double volute associée à un collecteur d'échappement subdivisé. Son fonctionnement est analogue à celui du mode de réalisation décrit aux figures 4 à 7.

Selon l'invention, un collecteur subdivisé peut aussi être adapté au mode de 20 réalisation décrit à la figure 3 ; dans ce cas, ainsi que dans tous les autres cas un pulse converter à géométrie variable est engendré par les moyens d'étranglement à géométrie variable, la soupape wastegate sera avantageusement disposée en amont des moyens d'étranglement pour permettre un dimensionnement optimal du pulse converter dont les tuyères, en position d'ouverture maximale, peuvent être dimensionnées plus petites, car elles ne sont plus traversées par le débit de gaz déchargé par la wastegate.

25 Les collecteurs subdivisés sont généralement divisés en deux branches regroupant plusieurs cylindres, mais on peut aussi envisager un nombre de branches plus élevé, par exemple égal au nombre total de cylindres du moteur pour obtenir un découplage complet des phases d'échappement de chaque cylindre, particulièrement intéressant en mode de freinage. Cette technique permet d'obtenir un volume de chaque 30 branche monocylindre plus réduit et ainsi d'augmenter l'énergie des gaz d'échappement fournie à la turbine aux très bas régimes du moteur.

Les figures 11 à 13 illustrent un mode de réalisation où la wastegate n'est pas 35 représentée, appliquée à une turbine à double volute et à un collecteur d'échappement subdivisé à deux branches. La turbine 3 comporte deux volutes séparées par une cloison 30 ; chaque volute est repérée par son col d'entrée, la section  $A_{T1}$  se rapporte à la volute adjacente au corps de paliers ; la section  $A_{T2}$  se rapporte à la volute située du côté de la sortie de la turbine. Une cloison 27 sépare la tuyère d'admission de la volute  $A_{T1}$ , depuis

sa bride d'entrée jusqu'à proximité du col d'entrée  $A_{T1}$ , en deux conduits 28 et 29 prolongeant les deux conduits cloisonnés du collecteur subdivisé non représenté. La volute  $A_{T1}$  est toujours alimentée par les gaz d'échappement du moteur à combustion interne 1. Une soupape 31 de mise en communication des conduits 28 et 29 avec le conduit 32 alimentant la volute  $A_{T2}$  est située contre la partie amont des conduits 28 et 29 de la tuyère d'admission de la volute  $A_{T1}$ . La cloison 27 s'étend jusqu'à la soupape 31, d'une construction analogue à celle d'une soupape wastegate, et sépare ainsi l'orifice circulaire de mise en communication en deux parties, semi-circulaires, constituant à cet endroit aussi le siège de la soupape 31. Lorsque la soupape 31 s'ouvre, le flux de gaz d'échappement provenant du conduit 28 ou 29, alimenté par une bouffée, se décharge dans le conduit 32, puis dans l'autre conduit 29 ou 28, alors peu ou pas alimenté. Le débit dérivé d'air est introduit symboliquement au point B dans le conduit 32.

La soupape de mise en communication 31, commandée par un actionneur non représenté, permet ainsi de faire varier la section débitante du flux des gaz d'échappement des cylindres, entre une section minimale représentée à la figure 12 et une section maximale  $A_T$ , égale à la somme des sections des  $A_{T1}$  et  $A_{T2}$ , lorsque la soupape 31 est en position d'ouverture maximale.

Aux bas régimes du moteur, la soupape de mise en communication 31 est fermée et les gaz d'échappement alimentent alors la section débitante minimale du conduit 28 ou du conduit 29, tandis que le débit dérivé d'air alimente la volute  $A_{T2}$ . Avec l'ouverture progressive de la soupape 31, les gaz d'échappement alimentent une section débitante croissant vers la section débitante maximale  $A_T$ , tandis que le débit dérivé d'air diminue pour s'annuler à un régime voisin du régime  $N_0$  du moteur. La soupape de mise en communication 31 joue un rôle similaire à celui des moyens d'étranglement à géométrie variable 19 précédemment décrits.

Durant son passage dans la volute  $A_{T2}$ , le débit dérivé d'air est réchauffé par la chaleur provenant des parois de la turbine 3. Deux conduits fixes 33 et 34, représentés aux figures 11 et 12, peuvent être prévus entre le conduit 32 et le col  $A_{T1}$  pour compléter son admission, alors partielle, lorsque la soupape 31 est fermée, par une partie du débit dérivé et la rendre ainsi plus totale.

Ce mode de réalisation peut aussi s'appliquer à un collecteur non subdivisé, en supprimant la cloison 27. Dans ce cas, la soupape de mise en communication 31 peut être complétée par des moyens d'étranglement à géométrie variable 19, solidaires ou séparés de la soupape de mise en communication 31.

La figure 14 illustre une turbine à géométrie variable selon l'invention, où le stator est du type à ailettes pivotantes. Le débit dérivé d'air est introduit dans la zone 35

au point B, entre le stator variable 36, représenté de façon simplifiée en position d'ouverture minimale, et la roue 37 de la turbine 3'. Le débit dérivé d'air est introduit de préférence de façon symétrique, sous forme de canaux annulaires 38, 39 ménagés dans les faces latérales de la zone précitée, selon une direction telle que l'incidence de l'écoulement résultant du mélange gaz-air soit optimale pour alimenter la roue de turbine 37. Le débit dérivé d'air contribue à réduire les fuites de gaz parasites contournant le stator. L'invention est également applicable dans le cas d'un stator du type à piston coulissant.

Les figures 15 et 16 illustrent un mode de réalisation des moyens d'interruption du débit dérivé d'air au moyen d'une soupape anti-retour. Elle est constituée par un piston 40 coulissant libre dans une chemise cylindrique 41. La chemise cylindrique 41 est alimentée d'un côté par le débit dérivé d'air en provenance du point A, sensiblement à la pression  $P_2$ , et de l'autre côté par une pression de référence provenant d'un piquage 42 par l'intermédiaire d'un tuyau de faible section de passage. La position du piston est fonction des pressions s'exerçant sur ses faces opposées. Lorsque la pression de référence est supérieure à la pression  $P_2$ , le piston est en appui, par la partie conique 43 de sa jupe 44, sur un siège conique 45, et la soupape anti-retour se trouve en position fermée, comme représenté à la figure 15. Lorsque la pression  $P_2$  est supérieure à la pression de référence, le piston libère le passage de l'air, à travers la section de passage offerte par les lumières 46 pratiquées dans la chemise cylindrique 41, en direction du point B. Si la section de passage de la soupape est surdimensionnée par rapport aux besoins, le piston occupe une position intermédiaire non représentée, la pression  $P_2$ , s'ajustant automatiquement à une pression égale à la pression de référence. Si la section de passage est insuffisante, le piston vient en appui sur sa face opposée et la soupape anti-retour se trouve en position d'ouverture maximale, comme représenté à la figure 16. Il est intéressant de dimensionner la section de passage maximale de façon telle que la soupape se trouve toujours en position d'ouverture intermédiaire pour que la pression  $P_2$  soit égale à la pression de référence. La pression de référence peut être choisie entre la pression  $P_{3R}$  la pression  $P_3$  en positionnant le piquage de façon adéquate. Si le piquage de la pression de référence est prévu au voisinage du col des moyens d'étranglement en position d'ouverture minimale pour les gaz, on obtient un réglage automatique de la pression  $P_3$  pour une pression  $P_2$  donnée, puisque la pression de référence évolue naturellement en fonction du degré d'étranglement et de l'abaissement de la pression statique de l'écoulement des gaz qui en résulte.

La figure 17 est une installation analogue à celle de la figure 1, dans laquelle le débit dérivé d'air est réchauffé en refroidissant les gaz EGR. Le refroidisseur 13 devient aussi réchauffeur d'air. Cet échangeur air-gaz peut être de tout type approprié. Il peut être

d'un mode de réalisation très simple, dans lequel le conduit de dérivation 15 est disposé concentriquement au conduit EGR 11. Cette solution est particulièrement intéressante lorsque le recyclage EGR doit intervenir dans une grande partie du champ de fonctionnement du moteur. Il permet de réchauffer le débit dérivé d'air jusqu'à une valeur proche de la température des gaz d'échappement du moteur et de refroidir les gaz EGR jusqu'à une température proche de la température de l'air sortie du compresseur, ou du refroidisseur d'air 8 si le point A est situé en aval du refroidisseur d'air 8. Cela permet aussi de réduire le flux de chaleur communiquée à l'eau du moteur habituellement utilisée pour refroidir les gaz EGR. On peut aussi compléter l'installation par un refroidisseur EGR-eau classique pour refroidir les gaz EGR à une température aussi basse que possible.

Le débit dérivé d'air présente l'avantage de compenser la réduction du débit d'air engendrée par le recyclage EGR, supprimant ainsi l'écueil de la limite de pompage.

Une lame d'air interne ou enveloppe d'air externe 47, destinée à maintenir les parois extérieures de la turbine à une température aussi basse que possible, peut être alimentée par une fraction du débit dérivé d'air non réchauffé; cette fraction est prélevée en un point situé entre les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air et l'échangeur air-gaz 13 et dirigée par un conduit de dérivation supplémentaire 48 en direction de la turbine 3. Bien entendu, un conduit de dérivation supplémentaire 48 non réchauffé peut être appliqué à toutes les formes de réalisation de l'invention.

La figure 18 est une installation analogue à celle de la figure 17, dans laquelle le débit dérivé d'air peut être réchauffé par les gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate. Cette installation se distingue de celle de la figure 17, par le fait que la soupape de recyclage réglable 12 est située en aval de l'échangeur air-gaz 13 et que la soupape wastegate 20 est toujours branchée entre le conduit 4 des gaz d'échappement et le conduit de sortie 18 de la turbine 3, mais située en aval de l'échangeur air-gaz 13. Le débit de gaz d'échappement, déchargé à la sortie 18 de la turbine, réchauffe ainsi le débit dérivé d'air, lorsqu'il n'est pas nul, dès que la soupape wastegate 20 est ouverte. Ce cas peut se rencontrer aux alentours du régime  $N_0$  du moteur. Aux régimes élevés du moteur, lorsque le débit dérivé d'air est nul, la chaleur des gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate est stockée dans la masse de l'échangeur, ainsi maintenu à une température élevée. Cette chaleur stockée peut être restituée au débit dérivé d'air, lorsqu'il est rétabli. La soupape wastegate 20 peut être ouverte ou fermée indépendamment de la soupape de recyclage réglable 12. En général la soupape wastegate 20 est ouverte quand la soupape 12 est fermée. Cette récupération d'énergie peut être combinée avec le système de recyclage EGR, décrit à la figure 17, comme représenté à la figure 18, mais peut naturellement être mis en œuvre sans l'installation de recyclage EGR.

La figure 19 montre un corps de paliers 49, où seule la partie nécessaire à la description est représentée en coupe partielle, relié à un corps de turbine 50 par un collier de serrage en V 51. Une roue de turbine 37 est accouplée par un arbre 7 à une roue de compresseur non représentée. Un volet 22 rotatif, en rotation autour d'un axe de rotation parallèle à l'axe de l'arbre 7, est disposé dans la tuyère d'admission d'une volute 52 de la turbine 3. Ce volet constitue les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 ; il est représenté en trait plein en position d'ouverture minimale et en pointillés en position d'ouverture maximale pour le flux des gaz d'échappement. Le mécanisme de commande en rotation du volet 22 et son actionneur ne sont pas représentés. Un écran thermique 53 est monté entre le corps de paliers 49 et le corps de turbine 50.

L'écran est de forme adaptée pour diriger une fraction du débit dérivé d'air, introduite par un conduit 54 ménagé dans le corps de paliers, radialement en direction de l'arbre 7 dans un espace 55 situé entre le corps de paliers 49 et l'écran thermique 53, puis radialement dans un espace 56 situé entre un disque arrière 57 de la roue de turbine 37 et l'écran thermique 53. Cette fraction du débit dérivé d'air s'échappe en direction d'un espace 58 inscrit entre un autre écran thermique 59, de contour cylindrique, et la volute 52. Cette fraction du débit dérivé d'air est intensément réchauffée lors de son passage dans l'espace 56, en raison de la très grande vitesse relative entre le disque arrière 57 et le flux d'air. La forme de l'écran thermique 53 est adaptée pour réaliser une compression de l'air centrifugé dans l'espace 56. Le flux d'air est également réchauffé par le corps de paliers dans l'espace 55. Ces dispositions facilitent l'amorçage du débit dérivé d'air.

Une autre fraction du débit dérivé d'air est introduite par une ouverture 60, disposée latéralement dans le corps de turbine 50. Un jeu d'ailettes 61, de nombre impair dans la représentation de la figure 19, est disposé radialement autour d'une paroi 62, de forme cylindrique, pour augmenter la surface d'échange entre le flux d'air et les parois chaudes de la turbine 3. Un autre jeu d'ailettes 63, également de nombre impair dans la représentation de la figure 19, est disposé radialement en aval de la roue de turbine 37, à partir de la paroi 62, vers l'intérieur d'un conduit 64. Une faible quantité d'air est prélevée sur l'air introduit par l'ouverture 60 et dirigée vers un espace annulaire 65, situé entre la paroi extérieure du corps de turbine 50 et l'écran thermique 59, pour maintenir les parois extérieures de la turbine à basse température et ainsi réduire sensiblement la dissipation de chaleur du corps de turbine 50. Le flux d'air réchauffé par les ailettes 61 et le flux d'air provenant de l'espace annulaire 65 s'échappent en direction de l'espace 58.

Comme visible aux figures 19 et 20, l'écran thermique 59 est interrompu au voisinage des parois de la volute 52. Avec une forme plus compliquée, l'écran thermique pourrait s'étendre vers la bride d'entrée 66 de la turbine 3.

5 Pour simplifier la réalisation en fonderie du corps de turbine, il est naturellement possible de prévoir une pièce séparée pour le jeu d'ailettes 61, qui pourrait être solidaire d'une paroi cylindrique extérieure constituant une partie de l'écran 59 et d'une paroi cylindrique intérieure, emmanchée sur la paroi 62.

10 L'espace 58 est ainsi alimenté par la totalité du débit dérivé d'air, introduit par les conduits 54 et 60, après avoir été réchauffé. L'espace 58 constitue une volute d'air réchauffé, dont la section de passage visible à la figure 20, augmente tandis que celle de la volute 52 diminue. Cette disposition illustre bien que l'admission de la turbine avec le mélange gaz-air reste totale quelle que soit la position du volet 22.

15 La pièce montée à la sortie de la turbine, non représentée à la figure 19, est destinée à recevoir les gaz issus du conduit 64 et à obturer l'espace annulaire extérieur, concentrique au conduit 64, traversé par le débit dérivé d'air. Un joint d'étanchéité est prévu dans la gorge 67 de la paroi 62. Les dimensions des ailettes 61 et 62 peuvent être adaptées aux objectifs de réchauffage. Une partie de la surface d'échange peut être reportée dans la pièce précitée, montée à la sortie de la turbine. Lorsqu'une autre fraction du débit dérivé d'air est réchauffée dans un échangeur 13, jusqu'à une valeur 20 proche de la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur, cette fraction sera avantageusement introduite directement dans l'espace 58.

25 En fonction du niveau de la compression de l'air centrifugé dans l'espace 56, il peut s'avérer nécessaire de séparer l'espace 58 par une cloison, non représentée à la figure 19, s'étendant radialement jusqu'aux parois extérieures du corps de turbine 50, par exemple au niveau de l'axe XX – XX, et interrompant l'écran thermique 59.

30 La figure 21 représente un mode de réalisation analogue à celui de la figure 3, dans laquelle les moyens d'étranglement à géométrie variable et les moyens d'interruption du débit dérivé d'air sont confondus en un organe unique 67. Cet organe 67 est constitué d'une soupape articulée, du type soupape wastegate, dont le disque 68, libre en rotation, garantit de bonnes conditions d'étanchéité, en position fermée, sur le siège de surface plane. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé 16, tels que représentés aux figures 15 et 16 ne sont plus nécessaires. Comme le volet 22 de la figure 20, l'organe unique 67 permet d'augmenter la section de passage offerte au débit dérivé d'air, en même temps que la section de passage offerte aux gaz d'échappement du moteur est réduite. Ce mode de réalisation a été représenté avec son axe d'articulation 69 situé à l'intérieur de l'extrémité aval du conduit de dérivation 15. Un autre mode de réalisation, où l'axe serait situé à l'intérieur de la tuyère d'admission de la volute de la

turbine 3, est tout à fait envisageable mais n'a pas été représenté. Le débit dérivé d'air est introduit symboliquement au point B en amont immédiat de la section A<sub>T</sub> du col d'entrée de la volute. L'organe 67 est commandé par un actionneur, non représenté comme pour les modes de réalisation décrits précédemment. Un siège rapporté de 5 diamètre extérieur supérieur à celui du disque 68, non représenté à la figure 21, mis en place depuis la partie aval du conduit de dérivation, pourrait faciliter l'implantation de l'organe 67 dans le corps. Un siège rapporté ou un insert, réalisés en matériau à haute résistance à chaud compatible avec celui du disque 68, peuvent avantageusement être retenus pour améliorer la fiabilité et la résistance à l'usure. La soupape wastegate non 10 représentée doit, de préférence, être située en amont de l'organe 67, en particulier dans le cas où ce mode de réalisation est associé à un collecteur subdivisé, de façon analogue au mode de réalisation des figures 8 à 10 précédemment décrit. On obtient alors également un pulse convertor à géométrie variable.

La figure 22 représente le principe d'un échangeur entre le débit dérivé d'air et 15 les gaz sortant de la turbine d'une part et le débit dérivé d'air et les gaz EGR ou déchargés par la wastegate d'autre part. Il peut être situé en aval immédiat de la sortie de la turbine et même être intégré à la turbine ou être situé plus en aval intégré autour de l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement. Il se présente sous la forme de trois zones annulaires concentriques. Une partie centrale 70 est parcourue par les gaz issus de la turbine 3, une autre zone annulaire, entourant la zone centrale 70, est parcourue à contre-courant vis-à-vis des gaz précités par le débit dérivé 20 d'air ; une troisième zone annulaire extérieure 72, concentrique aux deux zones 70 et 71, est parcourue à contre-courant vis-à-vis du débit dérivé d'air. L'avantage réside dans une compacité plus grande, dans la mesure où le débit dérivé d'air bénéficie pour un 25 encombrement peu augmenté de deux surfaces d'échange vis à vis des fluides de la zone 70 et de la zone 72. Bien entendu, toutes les dispositions connues, sous forme d'ailettes, de tubes ou de forages, peuvent compléter le dispositif pour augmenter les surfaces d'échange dans un encombrement donné. Ce type d'échangeur permet de mieux 30 réchauffer le débit dérivé d'air. Les parois constituant les zones 71 et 72 peuvent avantageusement présenter une masse suffisamment importante pour stocker de la chaleur prélevée sur les gaz déchargés par la soupape wastegate, en vue de la restituer au débit dérivé d'air lors de son rétablissement.

Lorsque le débit dérivé d'air n'est pas nul, le débit d'air traversant le compresseur, 35 généralement mesuré et utilisé par l'unité de contrôle et de commande 21, est supérieur débit d'air fourni au moteur. En l'absence de mesure, le débit d'air fourni au moteur, ou du mélange air-EGR, peut être déduit avec une précision suffisante à partir du régime du moteur, du rendement volumétrique et de la densité à l'admission du moteur.

## REVENDICATIONS

1. Moteur à combustion interne suralimenté par au moins un turbocompresseur, comportant un conduit de dérivation (15) assurant un débit dérivé d'air à partir d'un point (A) situé en aval du compresseur (5), sur lequel des moyens d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont prévus, vers un point (B) situé entre l'extrémité aval du conduit (4) des gaz d'échappement et la roue de turbine (37), des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) étant prévus sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine (37) en amont du point (B) précité, caractérisé en ce que :

10 - le turbocompresseur est régulé par une soupape wastegate (20) de telle sorte que le régime moteur  $N_0$ , auquel la pression maximale de suralimentation est obtenue, est très inférieur au régime  $N_{max}$  de puissance maximale,

15 - et le degré d'ouverture des moyens d'étranglement (19) est choisi pour introduire un écart suffisant entre la pression des gaz d'échappement  $P_3$  et la pression  $P_{3R}$  régnant en amont de la roue de turbine (37), de telle façon que la pression  $P_{3R}$  reste essentiellement inférieure à la pression de suralimentation  $P_2$ , dans tous les cas où un débit dérivé d'air est souhaité, pour compléter le débit de gaz d'échappement lorsqu'il est trop faible pour entraîner la turbine (3) au régime de rotation nécessaire pour produire la pression de suralimentation  $P_2$  souhaitée, en augmentant le moins possible la pression des gaz d'échappement  $P_3$ .

20 2. Moteur suralimenté selon la revendication 1, caractérisé en ce que le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) est ajusté automatiquement par une unité de contrôle et de commande (21), en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne, pour contrôler la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$ .

25 3. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les parois extérieures de la turbine sont maintenues à une température aussi basse que possible à l'aide d'une lame d'air interne, ou enveloppe d'air externe, alimentée par une faible partie du débit dérivé d'air non réchauffé.

30 4. Moteur suralimenté selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'un échangeur de chaleur (17) prévu en aval de la turbine pour réchauffer le débit dérivé d'air avant son introduction dans la turbine est intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, sous forme d'enveloppe d'air.

35 5. Moteur et turbocompresseur selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la turbine (3') est à géométrie variable, un stator variable (36) constituant les moyens d'étranglement à géométrie variable (19), et que le débit dérivé

d'air est introduit dans une zone (35), située entre le stator variable (36) et la roue de turbine (37), par deux faces latérales s'étendant radialement en direction de la roue de turbine (37) selon une direction telle que l'incidence moyenne de l'écoulement résultant du mélange gaz-air soit optimale pour alimenter la roue de turbine (37).

5. Moteur suralimenté selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la turbine est munie d'une soupape wastegate (20) disposée en amont des moyens d'étranglement (19).

10. Moteur suralimenté selon la revendication 6, caractérisé en ce que la soupape wastegate (20) et les moyens d'étranglement (19) sont séparés et commandés chacun par un actionneur séparé.

15. Moteur suralimenté selon la revendication 6, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé.

20. Moteur suralimenté selon la revendication 6, caractérisé en ce que les moyens d'étranglement (19) formés par une protubérance (24) et la soupape wastegate, 15 (20) sont solidaires et commandés par un actionneur unique, la soupape wastegate, libérant lors de son ouverture, une section de fuite vers la sortie de la turbine (18) située essentiellement en amont des moyens d'étranglement (19).

25. Moteur suralimenté selon la revendication 9, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé, une cloison (27) prolongeant les conduits séparés du collecteur subdivisé (28) et (29) jusqu'à la protubérance (24).

30. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale à double volute ( $A_{T1}$ ) et ( $A_{T2}$ ) selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé, une cloison (27) prolongeant les conduits séparés du collecteur subdivisé (28) et (29) jusqu'au voisinage du col d'entrée de la 25 volute ( $A_{T1}$ ), toujours alimentée par les gaz d'échappement du moteur à combustion interne (1), d'une soupape de mise en communication (31) des conduits (28) et (29) avec le conduit (32) alimentant la volute ( $A_{T2}$ ), le conduit (32) étant alimenté uniquement par le débit dérivé d'air lorsque la soupape mise en communication (31) est fermée, puis avec une part croissante de gaz d'échappement et décroissante de débit dérivé d'air lorsque la soupape mise en communication (31) est progressivement ouverte.

35. Moteur suralimenté selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que des moyens d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont constitués par une soupape anti-retour comprenant un piston (40) coulissant libre dans une chemise cylindrique (41), alimentée d'un côté par le débit dérivé d'air en provenance du point (A) sensible à la pression  $P_2$ , et de l'autre côté par une pression de référence, la soupape anti-retour se trouvant en position fermée lorsque la pression de référence est

supérieure à la pression  $P_2$  et en position ouverte, le piston (40) occupant une position intermédiaire telle que la pression  $P_2$ , s'ajuste automatiquement à une pression égale à la pression de référence, le débit dérivé d'air s'échappant radialement, à travers la section de passage offerte par les lumières (46) pratiquées dans la chemise cylindrique (41), vers le point (B).

5 13. Moteur suralimenté selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'un échangeur EGR (13) est aussi réchauffeur du débit dérivé d'air, la chaleur des gaz EGR étant récupérée et communiquée au débit dérivé d'air.

10 14. Moteur suralimenté selon revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que l'échangeur (13) est aussi réchauffeur du débit dérivé d'air, la chaleur des gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate étant récupérée et restituée au débit dérivé d'air.

15 15. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'un écran thermique (53), monté entre un corps de paliers (49) et un corps de turbine (50), est de forme adaptée pour diriger une fraction du débit dérivé d'air, introduite par un conduit (54) ménagé dans le corps de paliers (49), radialement en direction de l'arbre (7) du turbocompresseur (2) dans un espace (55) situé entre le corps de paliers (49) et l'écran thermique (53), puis radialement dans un espace (56) situé entre le disque arrière (57) de la roue de turbine (37) et l'écran thermique (53), en direction d'un espace (58) constituant volute d'air réchauffé autour de la volute (52) de la turbine (3), la forme de l'écran thermique (53) étant adaptée pour réaliser une compression de l'air centrifugé dans l'espace (56).

20 16. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3 ou 15, caractérisé en ce qu'une fraction du débit dérivé d'air est introduite par une ouverture (60), disposée latéralement dans le corps de turbine (50), un jeu d'ailettes (61) étant disposé radialement autour d'une paroi (62), de forme cylindrique, pour augmenter la surface d'échange entre le flux d'air et les parois chaudes de la turbine (3), un autre jeu d'ailettes (63) étant disposé radialement en aval de la roue de turbine (37), à partir de la paroi (62), vers l'intérieur d'un conduit (64).

30 17. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3, 15 ou 16, caractérisé en ce qu'un volet (22) rotatif, en rotation autour d'un axe de rotation parallèle à l'axe de l'arbre (7), constituant les moyens d'étranglement à géométrie variable (19), est disposé dans la tuyère d'admission de la volute (52) de la turbine (3) et à la sortie de l'espace (58) constituant volute d'air réchauffé autour de la volute (52) pour alimenter la turbine avec le mélange gaz-air, quel que soit le degré d'ouverture offert aux gaz d'échappement.

18. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les moyens d'étranglement à géométrie variable (19) et les moyens d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont confondus en un organe unique (67).

5 19. Moteur suralimenté selon la revendication 18, caractérisé en ce que l'organe unique (67) est constitué soupape articulée, du type soupape wastegate, dont le disque (68), libre en rotation, garantit de bonnes conditions d'étanchéité, en position fermée, sur le siège de surface plane.

10 20. Moteur suralimenté selon la revendication 8, caractérisé en ce que les moyens d'étranglement à géométrie variable (19) engendrent un pulse converteur à géométrie variable.

15 21. Moteur suralimenté selon la revendication 3, 13 et 14, caractérisé en ce qu'un échangeur de chaleur est prévu entre le débit dérivé d'air et les gaz sortant de la turbine d'une part et le débit dérivé d'air et les gaz EGR ou déchargés par la wastegate d'autre part, se présentant sous la forme de trois zones annulaires concentriques (70), (71) et (72) fonctionnant respectivement par couple de deux fluides à contre-courant.